

## 왕복운동을 하는 사각채널에서 파형테이퍼가 열전달에 미치는 효과

안 수 환<sup>†</sup> · 배 성 택<sup>\*</sup>

(원고접수일 : 2003년 2월 26일, 심사완료일 : 2003년 3월 25일)

### Effects of Wavy Tapers on Heat Transfer in the Reciprocating Rectangular Channel

Soo-Whan Ahn<sup>†</sup> · Sung-Taek Bae<sup>\*</sup>

**Key words** : Hemi-Triangular Wavy Taper (반삼각 파형 테이퍼), Nusselt Number (누셀트수), Reciprocating Frequency (왕복동 주파수), Smooth Rectangular Duct (매끈한 사각덕트)

#### Abstract

This paper describes a detailed experimental investigation of heat transfer in a reciprocating smooth rectangular duct having only the bottom wall heated with reference to the design of a piston for a marine propulsive diesel engine. The parametric test matrix involves Reynolds number and reciprocating radius, respectively, in the range of 1,280~ 4,100, and 7~15 cm with five different reciprocating frequency tested, namely, 1.7, 2.2, and 2.6 Hz. The effects of three different hemi-triangular wavy type tapers on the heat transfer in the reciprocating rectangular channel using the air as a working fluid were check out. The present work confirms that the Nusselt number in the channel with the triangular wavy type taper is lower than without the triangular wavy type taper.

#### 기호설명

A	: 열전달 면적 [ m <sup>2</sup> ]	k <sub>f</sub>	: 냉각수의 열전도도 [ W/mK ]
C	: 정압비열 [ kJ/kgK ]	Nu	: 누셀트수
De	: 시험부 덕트의 수력직경 [ m ]	Pr	: 프란틀수
h	: 열전달계수 [ W/m <sup>2</sup> K ]	r	: 왕복회전 반경 [ m ]
		Re	: 레이놀즈수
		T <sub>b</sub>	: 유체평균 온도 [ K ]
		T <sub>bi</sub>	: 입구에서의 체적 평균온도 [ K ]

<sup>†</sup> 책임저자(경상대학교 기계항공공학부 해양산업연구소) E-mail:swahn@gachuk.gsnu.ac.kr, T : 055)640-3125

<sup>\*</sup> 경상대학교 대학원 기관공학과

- $T_{bo}$  : 출구에서의 체적 평균온도 [K]
- $T_{bx}$  : 국부 체적 평균온도 [K]
- $T_w$  : 전열면 표면 온도 [K]
- $x$  : 축방향 거리 [m]
- $z$  : 왕복동 주파수 [Hz]
- $u$  : 동점도 [ $m^2/s$ ]

## 1. 서 론

지난 세기의 박용기관 동향을 보면 전반부는 증기기관이 지배하였고 후반부는 디젤엔진이 지배하였다. 이 기간중 디젤엔진은 세 번에 걸쳐 큰 변혁과 발전을 거듭하였다. 변혁의 첫 번째는 1920-30년경에 발생하였으며 그때까지는 공기분사식이 무기분사식으로 변환되었다. 첫 번째 엔진의 시운전에 성공한 후 약 30년만에 무과급엔진으로서 성능개발 한계치에 도달하게 되었다. 다음으로 제2차 세계대전중에 개발이 진행된 배기터빈 과급이 1950년대 후반에 박용 2행정 엔진에 채택되고 고과급화가 추진되면서 출력율이 과급전의 5배까지 증대하게 되었다. 세 번째 변혁은 1970년대의 유류과동을 거치면서 등장한 초장행정의 출현이다. 그 결과 대형2행정엔진의 소기범으로서 채용되는 단류, 루우프 및 횡단의 세가지 방법이 단류소기로 통일되었다. 이상의 결과로 지난 100년동안 엔진 출력율은 20-50배, 열효율은 2~3배로 경이적인 발전을 이룩하였다.<sup>[1]</sup>

이러한 선박엔진의 발전추세는 직경에 대한 행정(stroke)의 비를 증가시켜왔으며, 그로 인하여 엔진속도를 크게 줄였다. 이렇게 추진기관의 속도를 줄였기 때문에 실린더의 최대압력과 온도가 계속적으로 상승하게 되었다. 최근의 Sulzer RTA 60C엔진에서는 실린더 최대압력과 온도가 각각 155 bar과 1,500℃인 경우 실린더직경이 600 mm이고 각 실린더가 91~114 rpm.의 속도에서 2369 kW 동력을 발생하였다<sup>[2]</sup>. 이러한 기술적 발전으로 인하여 엔진효율은 크게 상승하였지만, 연소실의 주요 부품 중 하나인 피스톤은 매우 조악한 환경에서 작동하게 되었다. 이렇게 피스톤에 받는 열적 및 기계적 부하를 보상하기 위해서는

피스톤 크라운(crown)과 냉각시스템의 구조를 개선함이 필요하다. 그러나 피스톤이 왕복운동을 하는 특성 때문에 냉각시스템 내를 순환하는 냉각유는 주기적인 물체력(body force)을 받게 된다. 그러므로 최적의 냉각시스템구조를 제작하는 데에는 유동장과 냉각성능에 미치는 왕복동 운동의 영향을 무시할 수 없다.

박용기관에서 피스톤 크라운 밑의 냉각장치의 성능 향상에 관한 연구는 대해서는 많이 행하여졌으나 왕복운동이 열전달에 미치는 효과에 대해서는 거의 찾아 볼 수 없는 형편이다.<sup>[3]</sup> 특히 난류 유동의 경우는 더욱 그렇다. 왕복운동에 의해 발생하는 맥동유동은 덕트내 유체를 주기적으로 가열 혹은 냉각시키고, 주유동(main stream)에 비정상적 와류(vortices)를 만들어 주기적으로 채널내부의 국부 열전달상태를 변화시켰다.<sup>[4]</sup> 평활한 면의 냉각통로에서 왕복운동이 열전달에 미치는 효과가 가장 작았고 냉각통로 벽면에 거칠기를 설치한 경우 그 효과가 크게 증가되었다.<sup>[3]</sup> 거친 사각채널에서 왕복운동을 하는 경우가 정지된 평활채널보다 열전달을 크게 향상시키는 것은 거칠기에 의해 발생하는 와류와 채널내 유동장에 작용하는 왕복운동의 복합적 영향에 의해 발생하는 유동특성 때문이라 사료된다. 그리고 덕트내 유체유동 중에서 반경방향의 유체혼합이 열전달계수를 향상시키는 결정적 역할을 한다고 보고하였다.<sup>[5]</sup> 움직임이 있는 다양한 냉각시스템에 대한 유동기구를 밝히기 위해 요동(oscillatory)과 맥동(pulsating) 유동에 대한 연구들이 행해진바 있다.<sup>[6]</sup> 일반적으로 요동이나 맥동유동이 주유동(main stream)에 합쳐 질 때, 배플핀이 덕트벽에 부착되었거나 덕트가 곡선파형 혹은 홈(groove)형 채널인 경우 거친 벽면 근처에는 시간변수와(eddy)운동이 관찰되었다.<sup>[6]</sup>

그러므로 이러한 채널에서 증가된 유체 혼합이 열전달성능을 향상시킨다. 왕복동 운동 힘이 발생하는 왕복동 채널유동은 벽면에 거칠기를 설치한 것과 유사한 효과를 얻을 수 있어 열전달 성능을 크게 증가시킬 수 있었다. 국내의 연구로는 안등<sup>[7]</sup>이 거친 사각채널에서 채널의 왕복운동이 열

전달에 미치는 영향을 실험적 연구를 행한 바 있다. 그리고 정지된 채널에서 테이퍼(taper)형상이 열전달에 미치는 효과는 Zhang 등<sup>(8)</sup>이 연구한 바 있다. 본 연구에서는 왕복운동이 일어나는 열산업기기를 최적화된 열역학적 구조로 제작하기 위한 자료를 제공하기 위해 왕복운동을 하는 매끈한 사각덕트의 시험부에서 왕복행정길이, 왕복운동 주파수, 그리고 유량 변화에 대한 열전달 효과를 조사하였다.

## 2. 실험 장치

왕복동실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 작동유체는 공기를 사용하였다. 왕복동 실험을 위하여 Fig. 1과 같이 열전달 시험부를 왕복동운동을 하는 왕복동장치 위에 설치하였다. 직사각형 덕트의 치수는 180 cm(L) x 3 cm(H) x 7 cm(W)이며 바닥에는 5 mm 두께의 알루미늄판을, 그리고 벽면과 상부 판은 투명 아크릴 판을 사용하여 시험부의 내부유동을 쉽게 확인할 수 있게 하였다. 시험부 바닥의 알루미늄판 밑에는 온도조절장치가 부착된 woven heater (HTWC, Omega Co.)를

설치하고 고온전도성 접착제(Omegabond 400, Omega Co.)로 접착시켰다. 단열장치로는 Fig. 2와 같이 woven heater 밑에 1 cm 두께의 베이커라이트, 0.5 cm 두께의 공간을 두고, 그 밑에 1.5 cm 두께의 송판을 설치하였다.

시험부 양옆과 밑의 송판 외벽면의 온도를 측정하여 열전도 손실을 점검하였다. 주위의 온도는 모든 실험과정에서 23℃과 26℃의 범위에 들었다. 온도 측정은 수은온도계로 보정한 온도측정장치 [PT105Ω]로 측정하였다. 히터는 위상 차가 없는 단상의 교류전원을 사용하였고 전류계(HIOKI 3282)와 전압계 (FLUKE 787)로 측정하였다. 작동유체는 공기를 사용하였고 시험부에 정상상태로 유체를 공급하기 위하여 송풍기로부터 공기직진기로 통해 유입되도록 하였다. 시험부 입구에 설치된 조절기를 이용하여 유량을 조절하였다. 유량은 시험부출구 측에 설치되어 있는 공기유량계(floating type, Dwyer Co)로 교정(calibration)한 오리피스(orifice)전후의 압력차에 의해 측정하였다. 시험부의 왕복동 장치(reciprocating system)에서 속도 변환은 인버터(Model #23P7E5, Samsung)를 사용하여 회전주파수가 0.8 Hz에서 60 Hz까

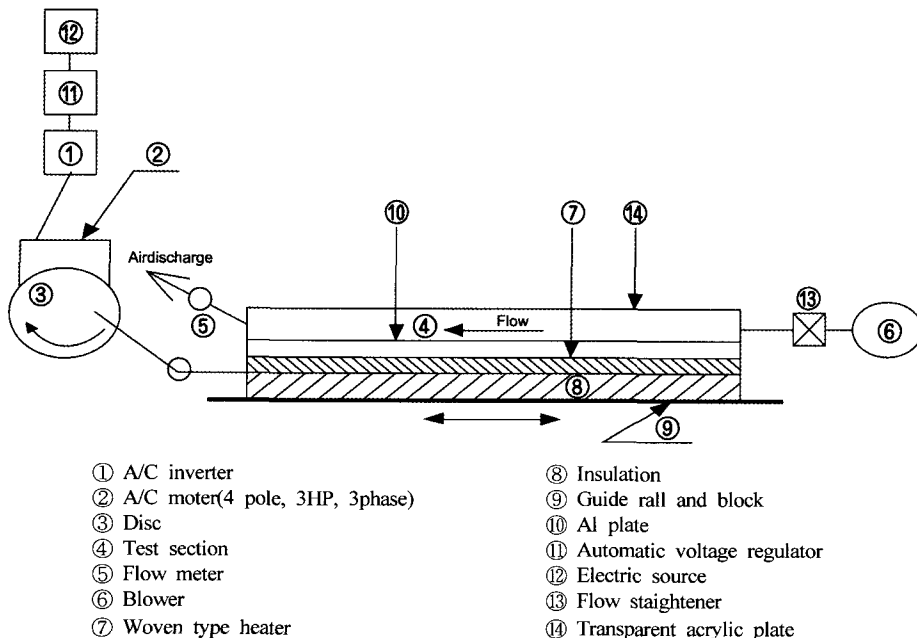


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

지 조절 가능하도록 하였으나, 본 연구에서는 편의 상 낮은 주파수인 0.9 Hz, 1.0 Hz, 그리고 1.2 Hz에 대해 실험을 행하였다. 회전 기기는 3 kW, 4극 그리고, 3 상인 교류전동기를 사용하였다. 회전운동을 직선운동으로의 변환은 교류전동기에 반경 20 cm인 원판을 설치하고 원판에 구멍(hole)에 연결 봉을 연결하여 가능하도록 하였다.

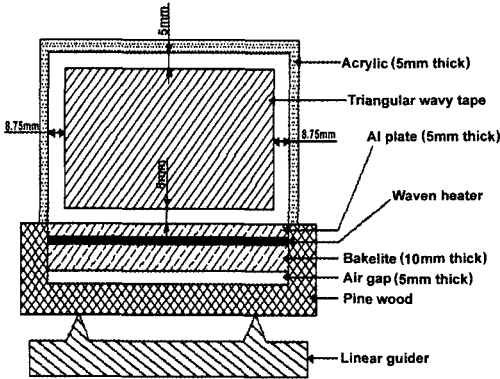


Fig. 2 Cross section of test section (3x7cm duct).

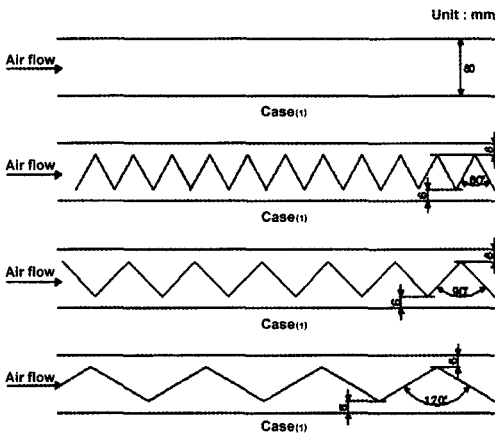


Fig. 3 Details of test section.

시험 부 바닥의 알루미늄판 밑에는 온도조절장치가 부착된 woven heater (HTWC, Omega Co.)를 설치하고 고온전도성 접착제 (Omegabond 400, Omega Co.)로 접착시켰다. 단열장치로는 Fig. 2와 같이 woven heater 밑에 1cm 두께의 베이커라이트, 0.5 cm의 공간을 두고 그 밑에 1.5

cm두께의 송판을 설치하였다. 파형테이퍼가 채널 내 열전달에 미치는 효과를 조사하기 위해 파형테이퍼를 Fig. 2와 3과 같이 설치하고 4단계에 걸쳐 실험을 행하였다. 시험 부 밑에는 가이드 레일(guide rail)과 블록(block)을 설치하였고 가이드 레일에는 항상 충분한 윤활을 하였다. 그리고 회전반경이 7 cm, 11 cm 그리고 15 cm인 경우에 각각 실험을 행하여 행정(stroke)의 길이 효과를 조사하였다. 온도측정은 0.3 mm $\phi$ 인 테프론 코팅의 k형 열전대를 11 개소에 설치하였다. 열전대는 시험 부 입구와 출구의 유체 평균온도 측정용으로 2개소, 시험 부 바닥 중심부 9 개소에 설치하였다. 바닥의 열전 대는 2 mm 길이와 10 mm 길이의 홈을 파고 열 에폭시(Loctite 384)로 고정하였다. 3 cm x 7 cm의 직사각형 시험부에는 시험부 내부의 유동상태를 관찰하기 위해 5 cm 두께의 투명아크릴을 양벽면과 상부벽면을 사용하였다. 시험부 채널은 개방송출형을 사용하였다. 열전달 시험은 처음에는 왕복운동이 일어나지 않는 상태에서 행한후, 레이놀즈수가 1,000에서 6,000의 범위에서 실시하였다. 그후 왕복동이 일어나는 경우에 대한 실험을 행하였다. 매 실험마다 유체유동과 가열상태는 유체가 평형상태를 도달하도록 약 30분 동안 일정하게 유지시켰다. 평형상태에 도달한 후 유체온도와 바닥면온도를 측정하였다. 실험의 불확실성은 Kline and McIntock<sup>[9]</sup>에 의한 방법으로 결정하였으며 레이놀즈수와 누셀트수의 불확실성은 각각 9 %와 25 %이었다.

### 3. 결과 및 고찰

Reynolds 수를 계산하기 위하여 등가 직경(De)은 유동의 접수길이(perimeter)와 단면적의 비로 정의되며 본 연구의 사각채널에 대하여는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$De = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이(둘레)}} \quad (1)$$

열전달계수(h)는 열전달(Q)과 바닥벽면(T<sub>w</sub>) 및 작동유체의 평균온도(T<sub>b</sub>)로부터 아래와 같이 구할

수 있었다.

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} \quad (2)$$

$$Q = \dot{m} \cdot C \cdot (T_{bo} - T_{bi}) \quad (3)$$

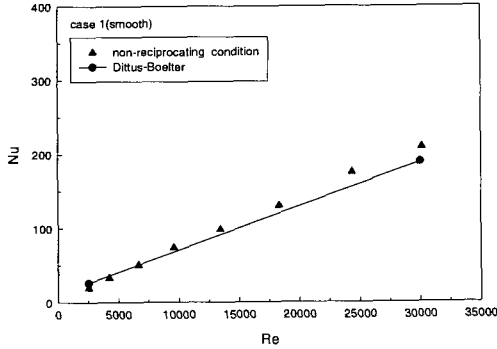


Fig. 4 Nusselt number at stationary smooth channel.

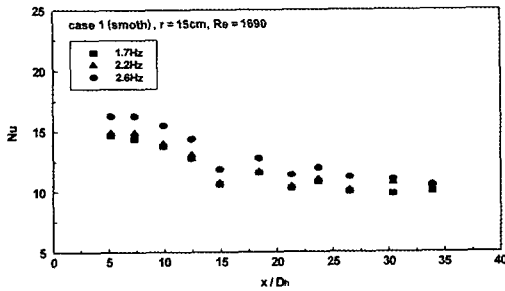


Fig. 5 Local Nusselt number for smooth channel.

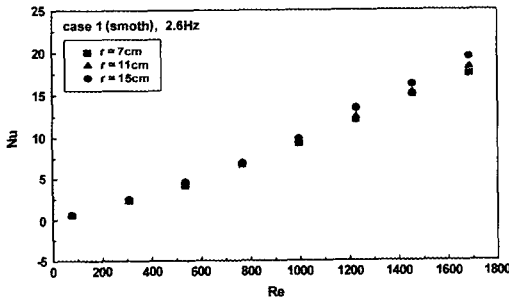


Fig. 6 Nusselt number against reciprocating radius for smooth channel.

여기서  $A$ 는 바닥의 열전달면적이다. 열적으로 충분히 발달된 영역(thermally developed regime)의 정지된 덕트에서  $T_w$ 와  $T_b$  값은 모두 축방향

길이에 따라 선형적으로 증가하였고 그 두값의 차이는 변화가 거의 없었다.

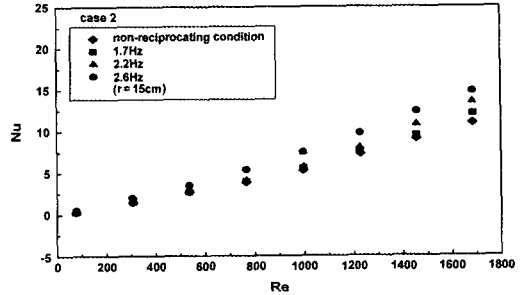


Fig. 7 Nusselt number against reciprocating frequency for case 2.

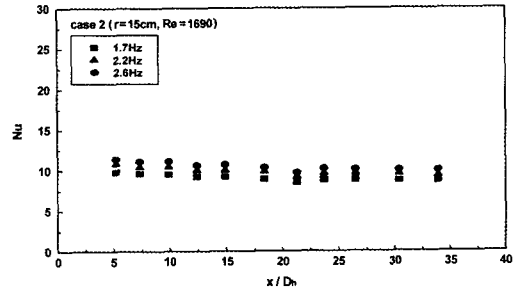


Fig. 8 Local Nusselt number against reciprocating frequency for case 2.

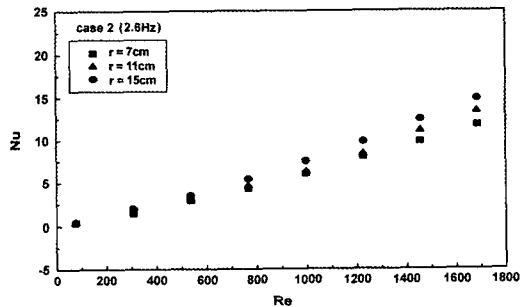


Fig. 9 Nusselt number against reciprocating radius for case 2.

그리고 시험부 입구와 출구의 잘 혼합된 유체의 온도를 각각 입구평균온도 ( $T_{bi}$ ), 출구평균온도 ( $T_{bo}$ )를 구하고 축방향의 임의의 지점에서의 국부 평균온도( $T_{bx}$ )는 거리의 비율로 결정하는 것이 일반적이다. 그러나 본 연구의 경우 왕복운동을 하

고있는 채널속으로 유체가 흐르기 때문에 작동유체도 맥동의 압력이 발생하고 특히 입·출구부근에서는 배압의 형성되기 때문에 국부온도는 축방향거리에 따라 불규칙적인 양상을 띠는 것이라 사료된다.

식(2)으로부터 얻어진 누셀트수(Nu)는 아래와 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{h D_e}{k} \quad (4)$$

Fig. 4는 채널내에 테이퍼가 설치되지 않고 왕복운동이 없는 경우 누셀트수를 보여준다. 누셀트수는 레이놀즈수와 비례하고 있다. 이는 난류 유동의 열전달에서는 열전달계수의 증가는 난류혼합(turbulent mixing)에 의해 좌우되기 때문이라 사료된다. 비교를 위하여 Dittus-Boelter의 실험식( $Nu=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ )를 포함하였다. 본 연구의 모델은 직사각형을 고려할 때 비교적 잘 일치함을 보여준다.

Fig. 5는 회전반경이 15 cm,  $Re = 1690$ 인 경우 왕복동주파수에 대한 국부(local) 누셀트수를 보여준다. 출구측일수록 누셀트수가 적어진다. 이는 출구측일수록 배압이 작용하여 유체의 압력이 높기 때문이라 추측된다. 왕복동 회전수에 따라 누셀트수의 변화는 큰 차이는 없지만 왕복동회전수가 가장 큰 2.6 Hz에서 누셀트수가 가장 컸고 왕복동회전수가 가장 작은 1.7 Hz에서 가장 작았다. 이는 왕복동회전수가 증가하면 난류혼합을 크게 하기 때문이라 판단된다. Fig. 6은 왕복동회전수가 2.6 Hz인 경우 회전반경에 따른 누셀트수를 보여준다. 레이놀즈가 낮은 범위에서는 회전반경에 따른 누셀트수의 변화가 별로 없으나 높은 레이놀즈수에서는 회전반경에 따라 누셀트수의 차이가 확대되었다. 이는 레이놀즈수와 회전반경이 클수록 관성력이 증가하기 때문에 벽면 근처유체의 속도구배(velocity gradient)가 커지기 때문이라 사료된다.

채널유동에서 층류일 경우 본 경우의 시험부와 같은 구조에서는 레이놀즈수와 프란틀수에 관계없이 누셀트수가 약 4정도가 된다. 그러나 본 연구의 경우 시험부 입구길이를 충분히 설치하기 어렵고

입출구에서 팽창과 수축이 크게 일어나기 때문에 본 연구에서는 낮은 레이놀즈수에서도 층류유동이 형성되지 않아 난류운동이 발생하여 누셀트수는 레이놀즈수에 비례한 것으로 사료된다. Fig. 7은 파형삼각홈의 각이 60°인 테이퍼를 시험부에 설치한 경우 왕복동주파수에 대한 누셀트수의 변화를 나타낸다.

대체로 왕복동 주파수가 높을수록 누셀트수가 증가한다. 이는 왕복동주파수가 클수록 반경방향 난류혼합이 증대되기 때문이라 사료된다. 채널 유동에서 층류영역은 레이놀즈수가 2,300이하인 것으로 일반적으로 알려져 있으나, 본 연구에서는 Fig. 6에서 설명한 것과 같이 낮은 레이놀즈수에서도 난류유동이 발생한다는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 왕복동회전반경이 15 cm이고 레이놀즈수가 1,690인 경우 축방향거리에 따른 국부누셀트수를 나타낸다.

Fig. 5에서와 같이 출구측에 가까울수록 누셀트수가 감소함을 보인다. Fig. 9는 반삼각파형 테이퍼홈의 각도가 60°인 경우 평균 누셀트수를 나타낸다. 테이퍼를 설치하지 않은 case 1과 같이 반경이 클수록 누셀트수가 증가함을 보였다.

정지된 정사각채널에서 사면 모두 일정 열유속으로 가열되고 레이놀즈수 범위가 10,000에서 70,000인 인 경우 반삼각파 형의 테이퍼 효과에 관한 Zhang<sup>(8)</sup>의 연구에서는 테이퍼가 없는 경우보다 테이퍼를 설치한 경우 평균 누셀트수가 약 2.5에서 2.8배 정도 증가 함을 보였다. 그러나 본 연구에서는 테이퍼설치로 인하여 열전달계수의 증가가 오히려 감소하였다. 이는 파형테이퍼 주위에서 발생하는 국부난류혼합의 증대효과보다 테이퍼로 인하여 채널전체유동 혼합효과와의 감소가 크기 때문이라 사료된다. 가열면적이 4 벽면 중에서 바닥 한면에만 가열되는 본 연구에서는 채널전체유동 혼합효과가 열전달계수의 변화에 더 많은 영향을 주리라 추측된다. Fig. 10은 홈각이 90°인 테이퍼를 시험부에 설치한 경우(case 3) 왕복동회전반경에 대한 누셀트수를 나타낸다. 테이퍼홈각이 60°인 경우와 같이 왕복동회전수가 증가할수록 누셀트수가 증가하였다.

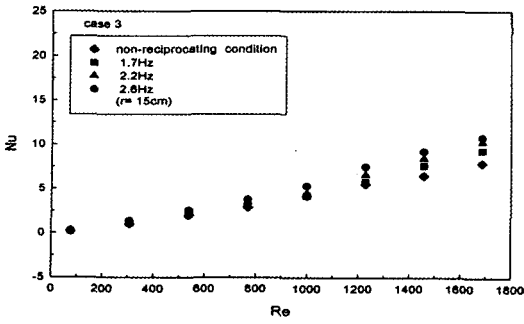


Fig. 10 Nusselt number against reciprocating frequency for case 3.

가한다 이는 case 2에서와 동일한 이유 때문이라 사료된다. Fig. 13은 홈이 120°인 반삼각테이프를 시험부에 설치한 경우 왕복동주파수에 대한 누셀트수를 나타낸다. case 2와 3에서처럼 왕복동주파수가 증가할수록 누셀트수가 증가하였다.

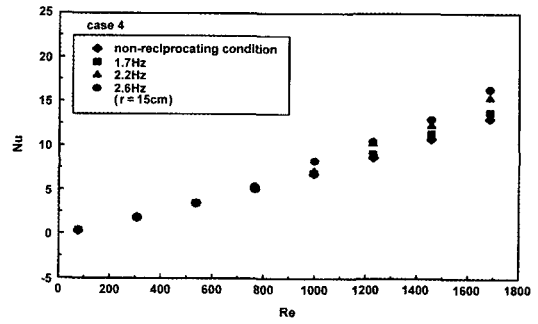


Fig. 13 Nusselt number against reciprocating frequency for case 4.

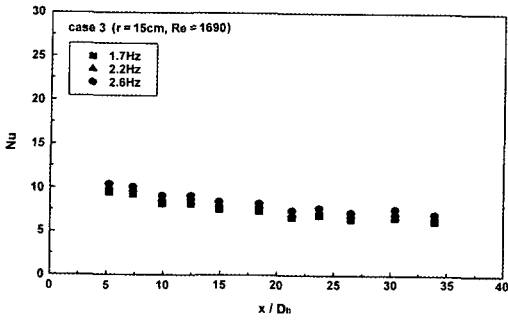


Fig. 11 Local Nusselt number against reciprocating frequency for case 3.

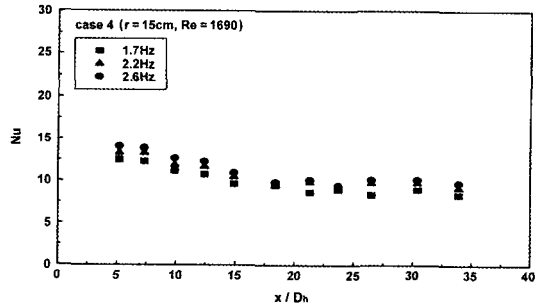


Fig. 14 Local Nusselt number against reciprocating frequency for case 4.

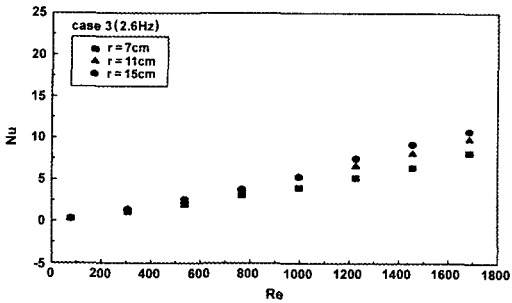


Fig. 12 Nusselt number against reciprocating radius for case 3.

Fig. 11은 case 3의 국부 누셀트수를 나타낸다. 출구측에 가까울수록, 왕복동주파수가 클수록 누셀트수가 증가하고 있는데 이는 case 2와 동일한 현상을 보인다. Fig. 12는 2.6 Hz와 회전반경이 각각 7, 11, 15 cm의 case 3에서 누셀트수의 변화를 보여준다. 회전반경이 클수록 누셀트수가 증

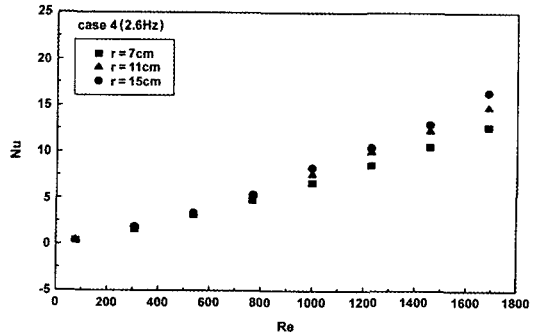


Fig. 15 Nusselt number against reciprocating radius for case 4.

Fig. 14는 case 4의 국부 누셀트수를 나타낸다. 국부누셀트수의 변화도 case 2와 3과 동일한 경향을 보였다. Fig. 15는 case 4의 국부누셀트수를 나타낸다. 위의 그림들을 종합해 볼 때 테이퍼를 설치하지 않은 case 1이 가장 누셀트수가 컸고 그 다음으로 case 4, case 2, 그리고 case 3의 순서로 누셀트수가 컸다. 테이퍼를 설치하지 않은 case 1이 가장 누셀트수가 큰 것으로 본 연구와 같이 작동유체를 프란틀수가 작은 공기를 사용하고 한측벽면에서만 가열한 경우는 테이퍼설치로 인한 난류촉진효과보다 테이퍼로 인한 반경방향유동성분의 차단효과가 컸기 때문이라 판단된다. 테이퍼를 설치한 경우에서 누셀트수가 case 4, case 2, 그리고 case 3의 순서로 증가한 것은 주유동(main stream)의 성분이 경사진 테이퍼벽면을 부딪힐 때 유체 일부는 테이퍼홈속을 순환하고 나머지는 바닥면으로 튀어나간다. 테이퍼홈속으로 순환하는 유체는 열전달항상효과를 오히려 방해하고 바닥면으로 튀어나가는 유동성분은 열전달을 크게 향상시키는 효과가 있다. 그러므로 테이퍼의 각도에 따라 위의 두 유동성분이 달라지기 때문이라 사료된다.

#### 4. 결 론

- (1) 왕복운동을 하고 한측벽면에만 가열한 본 연구 시스템에서는 파형(wavy)테이퍼가 열전달증가에 오히려 방해가 되었다는 것을 보였다.
- (2) 테이퍼를 설치한 경우에서도 테이퍼의 각도가 120°일 경우(case 4)가 열전달계수가 가장 컸고 90°의경우가 가장 작았다.
- (3) 국부 누셀트수는 입구보다 출구에 가까울수록 감소하였다.

#### 참고문헌

[1] 전효중, "최근의 박용디젤엔진의 동향", 한국박

용기관학회지, 26권 5호, pp. 509-511, 2002.

[2] Aeberli, A., "Sulzer RTA 60C - The New Generation Two-Stroke Propulsion Engine", Marine News, WARTSILANS CORP. pp. 4-6, 1999.

[3] Chang, S. W., "Heat Transfer of Orthogonal Mode Reciprocating Tube Fitted With Twisted Tape", J. Exp. Heat Transfer, Vol. 13, pp. 61-68, 2000.

[4] Chang, S. W. and Su, L. M., Yang, T. L., and Hwang, C. C., "An Experimental Study of Heat Transfer in Reciprocating Square Duct Fitted With Ribs Skewed to The Flow", ASME J. Heat transfer Vol. 121 pp. 232-236, 1999.

[5] Roberts, E. P. L., and Mackley, M. R., "The Development of Asymmetry and Period Coupling for Oscillatory Flow in Baffled Channels", J. Fluid Mechanics, Vol. 328, pp. 19-48, 1996.

[6] Ralph, M. E., "Oscillatory Flows in Wavy-Walled Tubes", J. Fluid Mechanics, Vol. 168, pp. 515-540, 1986.

[7] 안수환, 손강필, "거친사각채널에서 왕복운동이 열전달에 미치는 효과", 한국박용기관학회지, 제 26권, 제 6호, pp. 646-652, 2002.

[8] Zhang, Y. M., Azad, G. M., Han, J. C., and Lee, C. P., Turbulent Heat Transfer Enhancement and Surface Heating Effect in Square Channels with Wavy, and Twisted Tape Inserts with Interrupted Ribs, Enhanced Heat Transfer, Vol. 7, pp. 35-49, 2000.

[9] Kline S. J. and McClintock, F. A., "Describing Uncertainty in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~8, 1953.



## 저 자 소 개



### 안수환 (安守煥)

1953년생. 1976년 부산수대 졸업. 1981년 부산수대 대학원 졸업(석사). 1990년 캐나다 Ottawa 대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1995년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(박사). 1980년~현재 경상대학교 기계항공공학부 교수. 당학회 종신회원.



### 배성택 (裵成擇)

2002년 경상대학교 기관공학과 졸업. 2002년~현재 경상대학교 대학원 기관공학과 재학중.